

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-166926

(43)Date of publication of application : 27.06.1995

(51)Int.Cl.

F02D 41/04  
 F02D 41/04  
 F02B 17/00  
 F02B 29/08  
 F02D 13/02  
 F02D 21/08  
 F02D 43/00  
 F02M 25/07  
 F02M 69/00

(21)Application number : 05-315676

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 16.12.1993

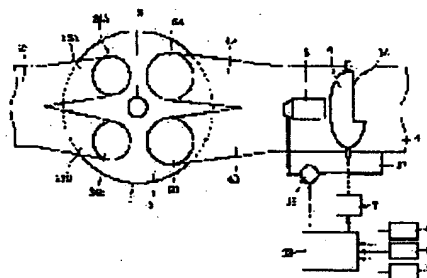
(72)Inventor : IRIYA YUJIICHI  
 IYAMA AKIHIRO  
 ARAMAKI KAZUYOSHI

## (54) AIR INTAKE DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To improve combustion stability at the time of controlling EGR by feeding an air-fuel mixture richer than a stoichiometric air-fuel ratio, to the surroundings of an ignition plug.

**CONSTITUTION:** When an engine reaches a predetermined driving condition, a swirl control valve 6 is closed by a control unit 22 so as to limit the amount of air to a second intake port 4B. Assist air is fed by a fuel injection valve 8 from an auxiliary air channel 17 to only the second injection hole directed to the second intake port 4B. A first intake valve 5A is set so that its opening time and closing time become earlier than those of a second intake valve 5B, and the fuel injection timing of the fuel injection valve 8 is set so that the fuel injected from the second injection hole reaches the inside of the second intake port 4B when the second intake valve 5B is going to be closed. An air-fuel mixture layer of high air-fuel ratio, an air-fuel mixture layer of the air-fuel ratio closer to a stoichiometric air-fuel ratio, and an EGR gas layer are formed in this order from the center part to the outside of a cylinder 1.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-166926

(43) 公開日 平成7年(1995)6月27日

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F02D 41/04	335	C		
	320			
F02B 17/00		D		
29/08		F		
F02D 13/02		J		

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全12頁) 最終頁に続く

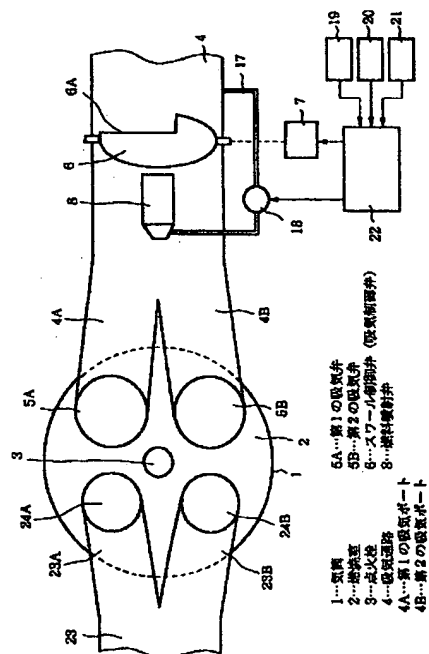
(21) 出願番号	特願平5-315676	(71) 出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22) 出願日	平成5年(1993)12月16日	(72) 発明者	入矢 祐一 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内
		(72) 発明者	飯山 明裕 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内
		(72) 発明者	荒巻 和喜 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 志賀 富士弥 (外2名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

(57) 【要約】

【目的】 点火栓の周囲に理論空燃比よりも濃い混合気を供給し、EGR制御時の燃焼安定性を向上する。

【構成】 機関が所定の運転条件に達すると、コントロールユニット22はスワール制御弁6を閉弁して第2の吸気ポート4Bへの空気量を制限する。また、燃料噴射弁8は、第2の吸気ポート4Bを指向する第2の噴射孔10Bにのみ補助空気通路17からのアシストエアを供給する。第1の吸気弁5Aは、第2の吸気弁5Bよりも開時期、閉時期が早くなるように設定され、燃料噴射弁8の燃料噴射時期は、第2の噴射孔10Bから噴射された燃料が第2の吸気弁5Bの閉じ間際に第2の吸気ポート4B内に到達するよう設定されている。これにより、気筒1内には、中央部から外側にかけて順番に、空燃比の高い混合気層、理論空燃比近傍の混合気層、EGRガス層の3層が形成される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートをそれぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁と、前記吸気通路の途中に設けられ、各吸気ポートに向けて燃料を噴射する燃料噴射弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、

前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する吸気制御弁を設け、

かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、

さらに、前記所定の運転条件のときに、第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも第2の吸気ポートへの燃料到達時期を遅らせる到達時期遅延手段を設けると共に、燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定した、

ことを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項2】 内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートをそれぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する吸気制御弁を設け、

かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、

さらに、前記吸気通路の途中には、第1の吸気ポートに指向する第1の噴射孔、第2の吸気ポートに指向する第2の噴射孔から第1の吸気ポート、第2の吸気ポートに向けてそれぞれ燃料を噴射すると共に、前記所定の運転条件では第2の噴射孔にのみ空気源からのアシストエアを供給する燃料噴射弁を設け、

前記所定の運転条件では、この燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定し、

たことを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項3】 内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートをそれぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する

吸気制御弁を設け、

かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、

さらに、前記吸気通路の途中には、第1の吸気ポートに向けて延びるノズルを介して当該ポートに指向する第1の噴射孔、第2の吸気ポートに指向する第2の噴射孔から第1の吸気ポート、第2の吸気ポートに向けてそれぞれ燃料を噴射すると共に、前記所定の運転条件では第1の噴射孔、第2の噴射孔に空気源からのアシストエアを供給する燃料噴射弁を設け、

前記所定の運転条件では、この燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定し、

たことを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項4】 前記燃料噴射弁は、第1の吸気ポートに供給する燃料を、該第1の吸気ポートの気筒中心寄りに指向して噴射する構成としたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、所定の運転条件下で層状給気を行う内燃機関の吸気装置に関し、特に、混合気とEGRガスとの成層化を図り、燃焼安定性を改善する吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】燃焼温度を下げてNO<sub>x</sub>を低減すると共に燃費の向上を図るべく、所定の運転条件で、吸気通路にEGRガスを導入すると共に、各吸気弁の開閉時期を調節することにより、混合気とEGRガスとの成層化を図る装置が、例えば実開昭62-154233号公報等によって知られている。

【0003】すなわち、前記公報に開示されたものは、各気筒にそれぞれ独立した第1の吸気弁、第2の吸気弁を備えた装置において、第1の吸気弁に連通する第1の吸気ポートに燃料噴射弁を設ける一方、第2の吸気弁に連通する第2の吸気ポートにはスワール制御弁の下流側にEGR通路を接続し、第2の吸気弁の開時期を第1の吸気弁の開時期よりも早めている。

【0004】そして、気筒内に第2の吸気ポートを介してEGRガスを供給した後に、両吸気ポートを介して新気、すなわち混合気を供給することにより、EGRガスの上方に混合気を案内して軸方向の成層化を図っている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来の装置では、単に、EGR通路が接続された側の吸気弁の開時期を燃料噴射弁側の吸気弁の開時期よりも早めるにすぎないため、吸入行程の初期にはEGRガスと混合気との成層化が実現したとしても、点火前には両者が混合してしまい、成層化が崩れる可能性がある。

【0006】すなわち、吸入行程が終了して圧縮行程に入ると、ピストンが上昇して気筒内の軸方向の寸法が小さくなるため、軸方向の成層化を保持することができず、EGRガスと混合気とが点火前に混じってしまい、燃焼の安定性を損なう可能性がある。

【0007】

【課題を解決するための手段】そこで、本発明は、燃料噴射弁の燃料噴射時期と各吸気ポートへ燃料が到達する時期とを調整することにより、EGRガスと混合気との成層化を行うこととした。すなわち、本発明に係る内燃機関の吸気装置は、内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートをそれぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁と、前記吸気通路の途中に設けられ、各吸気ポートに向けて燃料を噴射する燃料噴射弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する吸気制御弁を設け、かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、さらに、前記所定の運転条件のときに、第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも第2の吸気ポートへの燃料到達時期を遅らせる到達時期遅延手段を設けると共に、燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定したことを特徴としている。

【0008】また、請求項2の構成では、内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートをそれぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する吸気制御弁を設け、かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、さらに、前記吸気通路の途中には、第1の吸気ポートに指向する第1の噴射孔、第2の吸気ポートに指向する第2の噴射孔から第1の吸気ポート、第2の吸気ポートに向けてそれぞれ燃料を噴射すると共に、前記所定の運転条件では第2の噴射孔にのみ空気源からのアシストエアを供給する燃料噴射弁を設け、前記所定の運転条件では、この燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定したことを特徴としている。

【0009】さらに、請求項3の構成では、内燃機関の各気筒毎に設けられ、その先端側が第1の吸気ポートと第2の吸気ポートとに分岐した吸気通路と、機関の回転に同期して前記第1の吸気ポート、第2の吸気ポートを

それぞれ開閉する第1の吸気弁、第2の吸気弁とを備え、前記気筒の中央付近に点火栓が配設された内燃機関の吸気装置において、前記吸気通路の途中には、所定の運転条件で閉弁することにより第2の吸気ポートへ流入する空気量を制限する吸気制御弁を設け、かつ、第1の吸気弁の開時期を第2の吸気弁の開時期よりも早く設定し、さらに、前記吸気通路の途中には、第1の吸気ポートに向けて延びるノズルを介して当該ポートに指向する第1の噴射孔、第2の吸気ポートに指向する第2の噴射孔から第1の吸気ポート、第2の吸気ポートに向けてそれぞれ燃料を噴射すると共に、前記所定の運転条件では第1の噴射孔、第2の噴射孔に空気源からのアシストエアを供給する燃料噴射弁を設け、前記所定の運転条件では、この燃料噴射弁の燃料噴射時期を第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように設定したことを特徴としている。

【0010】また、請求項4では、前記各請求項1～3のいずれかにおいて、前記燃料噴射弁は、第1の吸気ポートに供給する燃料を、該第1の吸気ポートの気筒中心寄りに指向して噴射する構成としたことを特徴としている。

【0011】

【作用】機関がEGR制御可能な所定の運転条件下に入ると、吸気制御弁が閉弁すると共に、燃料噴射時期が第2の吸気弁の閉じ間隙に設定される。

【0012】ここで、吸入行程の初期においては、第2の吸気弁よりも先に第1の吸気弁が開くことにより、この第1の吸気弁の周囲から気筒内の燃焼ガス（EGRガス）が第1の吸気ポート内に吹き返す。

【0013】そして、吸入行程が進むと、第1の吸気ポート内に逆流した燃焼ガスは、吸入空気と共に気筒内に流入する。ここで、所定の運転条件では、吸気制御弁が閉弁して第2の吸気ポートへの空気量が制限されているため、吸入空気の大部分が燃焼ガスと共に第1の吸気ポートから気筒内に流れ込み、スワールを形成する。

【0014】一方、到達時期遅延手段により、第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも第2の吸気ポートへの燃料到達時期の方が遅くなるため、この第2の吸気ポートへの燃料到達時期が第2の吸気弁の閉じ間隙となるように燃料噴射時期を設定すれば、第1の吸気ポート側の燃料が吸入行程の半ばに気筒内に流入するのに対し、第2の吸気ポート側の燃料は吸入行程の末期に気筒内に流入する。

【0015】従って、吸入行程半ばに第1の吸気ポートから気筒内に流入した燃料は、燃焼ガスと吸入空気とが形成するスワールに乗り、主として気筒の周辺部近傍に案内される。

【0016】一方、吸入行程の末期にはピストンの移動速度が低下する上に、吸気制御弁によって第2の吸気ポート側の空気量が制限されるため、第2の吸気ポートか

らの燃料は、比較的緩やかな速度で気筒内に流れ込み、スワールの渦中心に引き寄せられて、気筒内の略中央部に案内される。

【0017】ここで、吸気制御弁によって第2の吸気ポートへの空気量が制限されることにより、第2の吸気ポートから気筒内に流れ込む混合気は、その空燃比が比較的濃いものとなっている。

【0018】これにより、気筒内では、その周辺部に燃焼ガスと混合気との層が形成される一方、点火栓に対応した中央部には空燃比の濃い混合気の層が形成され、気筒半径方向の成層化が実現する。

【0019】また、請求項2の構成によれば、所定の運転条件において、燃料噴射弁は、第2の噴射孔にのみアシストエアを供給するため、この第2の噴射孔から噴射される燃料のみがアシストエアによって微粒化される。

【0020】ここで、噴射された燃料粒子の粒径が大きい場合は、空気抵抗に打ち勝ち易いため、減速度は小さくなる。これに対し、燃料粒子の粒径が小さい場合には、空気抵抗を強く受けるため、減速度が大きくなり、やがて自身の速度を失い、吸入空気の流れに乗って気筒まで運ばれることになる。

【0021】従って、吸気制御弁によって第2の吸気ポート側の空気量を制限しつつ、アシストエアによって第2の吸気ポートへ向かう燃料を微粒化することにより、この微粒化された燃料が第2の吸気ポートに到達する燃料到達時期を第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも遅らせることができる。これにより、請求項1の作用と同様に、燃焼ガスと混合気との成層化を実現することができる。

【0022】さらに、請求項3の構成によれば、吸気制御弁が閉弁する所定の運転条件において、燃料噴射弁は、アシストエアにより第1の噴射孔、第2の噴射孔から噴射される燃料をそれぞれ微粒化するため、請求項2の作用と同様に、第2の噴射孔から噴射された燃料は、空気抵抗の影響を受けて速度が低下する。

【0023】ここで、第1の噴射孔は、第1の吸気ポートに向けて延びるノズルを介して第1の吸気ポートに指向するため、第1の噴射孔から噴射された燃料がアシストエアにより微粒化されても、ノズル内での減速度は小さい。すなわち、燃料はほぼ同時にノズルの先端と第2の噴射孔とから噴射されることになり、より遠くから噴射される第2の噴射孔からの燃料が微粒化による速度低下の影響をより大きく受けて、第2の吸気ポートへの燃料到達時期の方が第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも遅れることになる。これにより、請求項1の作用と同様に、燃焼ガスと混合気との成層化を実現することができる。

【0024】また、請求項4の構成によれば、第1の吸気ポートに供給する燃料を第1の吸気ポートの気筒中心寄りに指向して噴射するため、この第1の吸気ポート側

の燃料は、燃焼ガス等により形成されたスワールの内周側に乗ることになる。

【0025】これにより、気筒内には、その外周側に形成される燃焼ガスの存在比が高いEGRガス層と、このEGRガス層の内周側に形成される第1の吸気ポートからの燃料が主体をなす第1の混合気層と、この第1の混合気層の内周側、すなわち、気筒の略中央部に形成される第2の吸気ポートからの燃料が主体をなす高濃度の第2の混合気層との計3種類の層が形成される。

【0026】

【実施例】以下、本発明の実施例を図1～図11に基づいて詳細に説明する。

【0027】まず、図1は本発明の第1の実施例に係る内燃機関の吸気装置の構成説明図であって、内燃機関には複数の気筒1（1個のみ図示）が設けられ、各気筒1のシリンダヘッド略中央部には燃焼室2内に臨む点火栓3が配設されている。

【0028】吸気通路4は、各気筒1毎にそれぞれ設けられ、この吸気通路4の上流側はコレクタに集合してエアクリーナ（いずれも図示せず）に接続されていると共に、吸気通路4の下流側は二股に分岐して第1の吸気ポート4A、第2の吸気ポート4Bとなり、各吸気ポート4A、4Bは同一の燃焼室2に連通している。

【0029】吸気通路4の各吸気ポート4A、4Bには、第1の吸気弁5A、第2の吸気弁5Bがそれぞれ設けられている。これら各吸気弁5A、5Bは、図示せぬ動弁機構にそれぞれ連結され、この動弁機構により機関の回転に連動して各吸気ポート4A、4Bを開閉するようになっている。また、図4と共に後述する如く、第1の吸気弁5Aの方が第2の吸気弁5Bよりも、その開時期、閉時期が共に早められている。

【0030】吸気制御弁としてのスワール制御弁6は、図示せぬスロットル弁よりも下流側であって、かつ、後述の燃料噴射弁8よりも上流側に設けられ、スワール制御弁駆動機構7に接続されている。このスワール制御弁6のうち燃料噴射弁8側の部分は、第1の吸気ポート4Aに対応する部分から第2の吸気ポート4Bに対応する部分の略中間部までの範囲に亘って方形に切り欠かれ、切欠部6Aとなっている。

【0031】燃料噴射弁8は、吸気通路4の各吸気ポート4A、4Bの分岐部よりも上流側であって、かつ、スワール制御弁6よりも下流側に設けられている。また、燃料噴射弁8は、シリンダヘッド側に取り付けられている。

【0032】この燃料噴射弁8は、図2に示す如く、先端に形成された噴孔を弁体（いずれも図示せず）によって開閉することにより燃料を噴出させる噴射弁本体9と、この噴射弁本体9の先端に設けられた噴射ノズル10と、噴射ノズル10の先端を除く外側を覆って設けられたカバー11とから大略構成され、カバー11と噴射

ノズル10との間には略段付筒状のエアチャンバ12が画成されている。

【0033】また、噴射ノズル10には、各吸気ポート4A、4Bにそれぞれ独立して指向する第1の噴射孔10A、第2の噴射孔10Bが形成され、これら各噴射孔10A、10Bは、その上流端が噴射弁本体9の噴孔に連通しており、弁体が開弁すると、両者同時に略等量の燃料がそれぞれ流入するようになっている。

【0034】さらに、噴射ノズル10には、第2の噴射孔10Bとエアチャンバ12との間を連通するエア通路13が燃料の進行方向に沿って斜めに形成されており、このエア通路13から供給されたアシストエアによって、第2の噴射孔10Bからの噴射燃料のみが微粒化されるようになっている。なお、図2中に示す14はカバー11と噴射弁本体9との間をシールするシール部材、15は噴射ノズル10と噴射弁本体9との間をシールするシール部材、16は噴射ノズル10とカバー11との間をシールするシール部材である。

【0035】ここで、噴射ノズル10の各噴射孔10A、10Bは、燃料噴射弁8の軸線O-Oに対してそれぞれ所定の指向角度 $\theta_1$ 、 $\theta_2$ だけ傾斜して、各吸気ポート4A、4Bを指向している。すなわち、第2の噴射孔10Bの指向角度 $\theta_2$ は、第2の吸気ポート4Bの略中央部を目指して設定され、第1の噴射孔10Aの指向角度 $\theta_1$ は、前記角度 $\theta_2$ よりも小さく、これにより、第1の吸気ポート4Aの中心部よりも気筒1の中心寄りを指向している。

【0036】燃料噴射弁8のエアチャンバ12と吸気制御弁6より上流の吸気通路4とは補助空気通路17によって連通され、補助空気通路17の途中には開閉弁18が設けられている。そして、補助空気通路17と、開閉弁18と、エアチャンバ12と、エア通路13とによって、到達時期遅延手段たるアシストエア供給機構が構成されている。ここで、補助空気通路17の上流端は、スワール制御弁6の切欠部6A以外の背面側、すなわち、スワール制御弁6の遮蔽部背面側で開口し、ここから空気を取り入れるようになっている。

【0037】そして、後述するコントロールユニット22からの制御信号によって開閉弁18が開弁すると、吸気制御弁6より上流の吸入空気の一部が補助空気通路17を介してエアチャンバ12内に流入し、このエアチャンバ12からエア通路13を介して第2の噴射孔10Bの途中に供給されるようになっている。

【0038】19は機関のクランク角を検出するクランク角センサ、20はスロットル弁の開度を検出するスロットルセンサ、21はスロットル弁より上流に設けられ、吸入空気量を計測するエアフローメータをそれぞれ示し、これらクランク角センサ19、スロットルセンサ20、エアフローメータ21は、図示せぬ酸素センサ、水温センサ、イグニッションスイッチ等と共に、コン

ロールユニット22に接続されている。

【0039】機関を電氣的に集中制御するコントロールユニット22は、マイクロコンピュータシステムとして構築されている。そして、コントロールユニット22は、クランク角センサ19、スロットルセンサ20、エアフローメータ21からの検出信号によって機関の運転状態を検出し、図3と共に後述する如く、低負荷域等のEGR制御が可能な所定の運転条件下に入ったと判断した場合には、スワール制御弁6を開弁し、後述の如く、燃料噴射弁8の燃料噴射時期等を制御するようになっている。

【0040】なお、23は排気通路であって、該排気通路23の上流側は二股に分岐して第1の排気ポート23A、第2の排気ポート23Bとなり、排気通路23の下流側には触媒コンバータ（図示せず）が設けられている。また、各排気ポート23A、23Bは第1の排気弁24A、第2の排気弁24Bによってそれぞれ開閉されるようになっている。なお、排気ポートは2個である必要はなく、単一であってもよい。

【0041】次に、本実施例の構成による作用について図3～図7を参照しつつ詳細に説明する。

【0042】まず、図3に基づきコントロールユニット22によるスワール制御弁6、開閉弁18等の制御について説明する。

【0043】すなわち、図3は、通常の制御とEGR制御との間で制御状態を変更するための制御動作切替マップであって、所定の回転数 $N_a$ および所定のトルク $T_a$ 以下のEGR制御領域Aでは、スワール制御弁6を開弁させると共に、開閉弁18を開いて噴射ノズル10の第2の噴射孔10Bにアシストエアを供給する。

【0044】また、所定のトルク $T_a$ からトルク $T_b$ までの範囲を含むその他の部分は通常制御領域Bとなり、この領域Bでは、スワール制御弁6を開弁してスワールを停止すると共に、開閉弁18を閉じてアシストエアの供給も停止させる。なお、図3中のWOTとは、スロットル弁全開域であることを示す。

【0045】以上をまとめると、下記表1の如くなる。

【0046】

【表1】

領域	SCV	アシストエア	内部EGR
A	閉	ON	有
B	開	OFF	無

【0047】次に、各吸気弁5A、5Bの開閉時期と燃料噴射弁8の燃料噴射時期との関係について、図4を参照しつつ説明する。

【0048】第1の吸気弁5Aの開時期は、第2の吸気弁5Bの開時期よりも所定の位相差 $\Delta\theta_1$ だけ早められていると共に、第1の吸気弁5Aの開時期も第2の吸気

弁5Bの開時期より所定の位相差 $\Delta\theta$ だけ早められている。

【0049】燃料噴射弁8の燃料噴射時期は、通常制御領域Bでは吸気行程の前に設定されるが、EGR制御領域Aでは予めコントロールユニット22に記憶された噴射時期マップ（図示せず）から機関の回転数に応じて読み出される。

【0050】この噴射時期マップは、図4中に示す如く、第2の噴射孔10Bから噴射された燃料が第2の吸気弁5Bの閉じ間隙に第2の吸気ポート4Bに到達すべく、設定されるものである。すなわち、第2の噴射孔10Bから噴射された燃料は、後述の理由によって速度が低下するため、遅れ時間 $t$ が経過した後第2の吸気ポート4Bに到達するが、この噴射燃料の全てが第2の吸気弁5Bの全閉前に到達するよう、設定される。

【0051】次に、図4中の各時刻に沿ってEGR制御時の制御動作を説明する。

【0052】まず、吸入行程開始直後の時刻 $T_1$ では、第1の吸気弁5Aの方が第2の吸気弁5Bよりも早く開弁し、また、吸気通路4内の圧力が低くなっているため、図5に示す如く、燃焼室2や排気通路23内の燃焼ガス（EGRガス）がF方向に吹き返し、内部EGRが発生する。

【0053】次に、時刻 $T_1$ では、燃料噴射弁8から燃料が噴射されている。ここで、第2の噴射孔10Bにのみアシストエアが供給され、当該噴射孔10Bから噴射される燃料が微粒化されるため、第1の噴射孔10Aから噴射される燃料よりも第2の噴射孔10Bから噴射される燃料の方が速度が遅くなる。

【0054】すなわち、燃料粒子の粒径が大きいほど空気抵抗の影響が小さくなって減速されにくいのに対し、燃料粒子の粒径が小さくなるほど空気抵抗の影響を強く受けて減速され易い。これに加えて、EGR制御領域Aではスワール制御弁6が閉弁するため、第2の吸気ポート4Bへ流れる空気量は少なくなっている。

【0055】従って、各噴射孔10A、10Bから噴射された粒径の異なる燃料間に速度差が生じ、第1の噴射孔10Aから噴射された相対的高速度の燃料は、図6中の斜線模様矢印に示す如く、第1の吸気ポート4A内に逆流してきた燃焼ガス（点模様矢印）と共に燃焼室2内に流入する。

【0056】ここで、第1の噴射孔10Aは、第1の吸気ポート4Aの中心部よりも気筒2の中心寄りを指向するよう所定の指向角度 $\theta_1$ をもって形成されているため、この第1の噴射孔10Aから噴射された燃料は、燃焼ガスの内側から燃焼室2内に流入し、この燃焼ガスと共にスワール流Sを形成する。

【0057】一方、第2の噴射孔10Bから噴射された相対的低速度の燃料は、図6中の網目模様部に示す如く、噴射直後にその初速を殆ど失い、第2の吸気ポート

4Bに向けて流れる少ない空気流に乗って運ばれる。

【0058】次に、図4中の時刻 $T_1$ では、第2の噴射孔10Bから噴射された低速度の燃料が空気流によって第2の吸気ポート4B内に到達し、第2の吸気弁5Bの周囲から燃焼室2内に混合気として流れ込む。

【0059】ここで、この低速度の混合気が第2の吸気ポート4B内に到達したときは、既に、第2の吸気弁5Bの閉じ間隙、すなわち吸入行程の末期であるため、ピストンの移動速度が小さく、また、スワール制御弁6によって第2の吸気ポート4Bに向かう空気量は制限されている。従って、この低速度の混合気は、その空燃比が例えば理論空燃比よりも濃くなる。

【0060】そして、燃焼室2内には第1の吸気ポート4Aからの混合気と燃焼ガスとによるスワール流Sが形成され、このスワール流Sの渦中心は周囲より相対的に圧力が低いため、渦中心に略対面する第2の吸気ポート4Bから燃焼室2内に流れ込んだ濃い混合気は、図7に示す如く、この渦中心に引き寄せられ、点火栓3に対応した略中央部に案内される。

【0061】これにより、燃焼室2内には、燃焼ガスによって最外周側に形成されるEGRガス層（点模様）と、第1の吸気ポート4Aからの混合気によって中間部に形成される第1の混合気層（斜線模様）と、第2の吸気ポート4Bからの濃い混合気によって略中央部に形成される第2の混合気層（網目模様）との3層の成層化が実現する。なお、第1の混合気層の空燃比は理論空燃比程度になる。

【0062】さらに、通常制御領域Bにある場合について説明すると、スワール制御弁6は開弁してスワールが停止し、燃料噴射時期は、通常の燃料噴射時期である吸気行程の前に設定される。

【0063】ここで、各吸気弁5A、5Bの開閉時期は、EGR制御領域Aにある場合と同様で、第1の吸気弁5Aの方が開時期、閉時期共に、第2の吸気弁5Bよりも早くなっている。しかし、この通常制御領域Bでは、スロットル弁の開度も大きいため、吸気通路4内の負圧が小さくなり、内部EGRは生じにくい。また、アシストエアの供給も停止されるため、各噴射孔10A、10Bから噴射される燃料速度に差異はなくなり、出力が低下するおそれもなくなくなる。

【0064】このように、本実施例によれば、所定のEGR制御領域Aにおいて、スワール制御弁6を開弁して第2の吸気ポート4Bへの空気量を制限すると共に、第2の噴射孔10Aから微粒化されつつ噴射された低速度の燃料が第2の吸気弁5Bの閉じ間隙に第2の吸気ポート4Bに到達するよう燃料噴射時期を設定し、第1の吸気弁5Aの開時期を第2の吸気弁5Bの開時期よりも位相差 $\Delta\theta$ だけ早める構成としたため、燃料噴射弁8からの1回の燃料噴射によって、成層化を達成することができる。

【0065】また、点火時期に比較的近い吸入行程の末期に濃い混合気を導入し、燃焼ガス等によるスワール流Sを利用して略中央部に導く構成のため、この濃い混合気が拡散するのを防止しつつ成層化を点火直前まで維持することができ、燃焼の安定性を向上することができる。

【0066】さらに、第1の噴射孔10Aは、第1の吸気ポート4Aの中心部よりも気筒1の中心寄りを狙うように、狭い指向角度 $\theta_1$ をもって形成する構成としたため、第1の噴射孔10Aから噴射された燃料（混合気）を、燃焼ガスの内側から燃焼室2内に流入させることができる。従って、図7に示す如く、点火栓3の近傍から外側に移るにつれて、空燃比の高い第2の混合気層、空燃比が理論空燃比程度の第1の混合気層、可燃成分が少ないEGR層の3層を、空燃比の大小に応じて順番に形成することができ、燃焼の安定性を向上することができる。

【0067】また、燃料粒子の粒径の大小によって速度が異なる点に着目し、第2の噴射孔10Bのみアシストエアを供給して燃料を微粒化する構成のため、比較的簡易な構造でありながら、確実に燃料到達時期を遅らせることができ、成層化を容易に実現することができる。

【0068】一方、補助空気通路17の上流端を、スワール制御弁6の切欠部6A以外の背面側に開口させる構成としたため、スワール制御弁6が閉弁するEGR制御領域Aにおいて、補助空気通路17の上流端と下流端との間に容易に差圧を発生させることができ、微粒化に必要なアシストエアを確保することができる。

【0069】次に、図8、図9に基づき本発明の第2の実施例を説明する。なお、本実施例では、前述した第1

の実施例と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0070】図8は、本実施例の全体構成を示す構成説明図であって、スワール制御弁6の上流側と排気通路23との間にはEGR通路31が設けられ、このEGR通路31の途中には、EGR制御弁32が設けられている。

【0071】また、図9は、本実施例による制御動作切換マップであって、この制御動作切換マップは、所定の回転数 $N_1$ 、および所定のトルク $T_1$ 以下の部分が第1のEGR制御領域 $A_1$ となり、この第1のEGR制御領域 $A_1$ を除いた所定の回転数 $N_2$ 、および所定のトルク $T_2$ 以下の部分が第2のEGR制御領域 $A_2$ となり、所定のトルク $T_2$ からトルク $T_3$ までの範囲を含むその他の部分が通常制御領域Bとなっている。

【0072】そして、各EGR制御領域 $A_1$ 、 $A_2$ では、スワール制御弁6を閉弁させると共に、開閉弁18を開いてアシストエアを供給する。また、第1のEGR制御領域 $A_1$ ではEGR制御弁32を開いて外部からEGRガスを吸気通路4に導入し、内部EGRに加えて外部EGRも作動させる。

【0073】一方、通常制御領域Bでは、スワール制御弁6を開弁してスワール生成を停止すると共に開閉弁18を閉弁してアシストエアの供給を止め、かつEGR制御弁32を閉じて外部EGRも停止する。

【0074】以上の結果をまとめると、下記表2となる。

【0075】

【表2】

領域	SCV	アシストエア	内部EGR	外部EGR
$A_1$	閉	ON	有	有
$A_2$	閉	ON	有	無
B	開	OFF	無	無

【0076】このように構成される本実施例でも、上述した第1の実施例とほぼ同様の効果を得ることができる。

【0077】次に、図10、図11に基づき本発明の第3の実施例について説明する。

【0078】まず、図10は、本発明の第3の実施例に係る吸気装置の全体を示す構成説明図であって、本実施例による燃料噴射弁8には、各吸気ポート4A、4Bを指向するノズル41A、41Bが設けられている。

【0079】すなわち、図11に示す如く、噴射ノズル10の先端には、第1の噴射孔10A、第2の噴射孔10Bに対応して第1のノズル41A、第2のノズル41Bが設けられている。第1のノズル41Aは、第1の噴射孔10Aを気筒1に向けて延長すべく、その先端が所

定の指向角度 $\theta_1$ をもって第1の吸気ポート4A内に長く伸長している。また、第2のノズル41Bは、第2の噴射孔10Bを若干延長するように所定の指向角度 $\theta_2$ をもって各吸気ポート4A、4Bの分岐部より上流側に伸長している。

【0080】さらに、噴射ノズル10には、第1の噴射孔10Aに連通する第1のエア通路13Aと、第2の噴射孔10Bに連通する第2のエア通路13Bとが燃料の噴射方向に沿って斜めに形成され、これら各エア通路13A、13Bを介してエアチャンバ12内の空気がアシストエアとして各噴射孔10A、10Bに供給されるようになっている。

【0081】このように構成される本実施例では、各エア通路13A、13Bを介して各噴射孔10A、10B



にアシストエアがそれぞれ供給される結果、各噴射孔10A、10Bから噴射される燃料は共に微粒化される。

【0082】しかし、第1の噴射孔10Aは、長さな第1のノズル41Aによって第1の吸気ポート4Aまで延長されているため、実際の噴射点が第1の吸気ポート4Aに近く、燃料微粒化による速度低下の影響を受ける距離が短く、さほど第1の吸気ポート4Aへの燃料到達時期に遅れが生じない。一方、第2の噴射孔10Bは短寸な第2のノズル41Bによって各吸気ポート4A、4Bの分岐部上流まで延長されているだけで、噴射点が相対的に遠いため、第2のノズル41Bから噴出した微粒化燃料は、すぐに、その初速を失った後、速度の小さい空気流に乗って第2の吸気ポート4Bまで運ばれることになる。

【0083】従って、第1の吸気ポート4Aに燃料が到達する時期よりも第2の吸気ポート4Bに燃料が到達する時期の方が遅くなる。

【0084】この結果、このように構成される本実施例でも、上述した第1の実施例とほぼ同様の効果を得ることができる。特に、本実施例では、各噴射孔10A、10Bから噴射される燃料を共に微粒化する構成のため、燃焼の安定性をより一層向上することができる。

【0085】なお、前記各実施例では、燃料噴射弁8から各吸気ポート4A、4Bに向けて略等量の燃料を噴射するものとして述べたが、本発明はこれに限らず、例えば噴射孔の穴径を違える等により、燃料を適宜分配する構成としてもよい。

【0086】また、前記第3の実施例では、第2の噴射孔10Bにも短寸なノズル41Bを設ける場合を例示したが、第2のノズル41Bを除いてもほぼ同様の効果を得られる。

【0087】

【発明の効果】以上詳述した通り、本発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、1回の燃料噴射によって、燃焼ガスと第1の吸気ポートからの混合気よりなる層を気筒の周辺部に形成し、第2の吸気ポートからの混合気よりなる空燃比の濃い層を気筒の略中央部に形成して、成層化を実現することができ、点火時期直前まで維持することができる。

【0088】また、請求項2では、第2の噴射孔から噴射される燃料のみをアシストエアによって微粒化する構成のため、第2の噴射孔から噴射される燃料の速度を低下させることができ、この微粒化された燃料が第2の吸気ポートに到達する燃料到達時期を第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも遅らせることができる。これにより、請求項1の効果と同様に成層化を実現することができる。

【0089】さらに、請求項3では、第1の噴射孔、第2の噴射孔から噴射される燃料をアシストエアによってそれぞれ微粒化すると共に、第1の噴射孔を第1の吸気

ポートに向けて延びるノズルを介して指向させる構成のため、実際の噴射点から各ポートまでの距離に差が生じ、第2の吸気ポートへの燃料到達時期の方が第1の吸気ポートへの燃料到達時期よりも遅れることになる。これにより、請求項1の効果と同様に成層化を実現することができる。

【0090】また、請求項4では、第1の吸気ポートに供給する燃料を第1の吸気ポートの気筒中心寄りに指向して噴射する構成のため、この第1の吸気ポート側の燃料を燃焼ガス等により形成されたスワールの内周側に乗せることができ、燃焼ガスの存在比が高いEGRガス層と、このEGRガス層の内周側に形成される第1の吸気ポートからの燃料が主体をなす第1の混合気層と、この第1の混合気層の内周側、すなわち、気筒の略中央部に形成される第2の吸気ポートからの燃料が主体をなす高濃度の第2の混合気層との計3種類の層を形成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施例に係る内燃機関の吸気装置を示す構成説明図。

【図2】燃料噴射弁の要部を示す断面図。

【図3】EGR制御と通常制御との動作切換を行うための制御動作切換マップ。

【図4】吸気弁の開閉時期等を示す開閉特性図。

【図5】第1の吸気弁が開弁して内部EGRが生じた状態を示す説明図。

【図6】燃料が噴射された状態を示す説明図。

【図7】空燃比の高い混合気が気筒の略中央部に案内されて成層化が実現した状態を示す説明図。

【図8】本発明の第2の実施例に係る内燃機関の吸気装置を示す構成説明図。

【図9】第2の実施例による制御動作切換マップの説明図。

【図10】本発明の第3の実施例に係る内燃機関の吸気装置を示す構成説明図。

【図11】第3の実施例に係る燃料噴射弁の要部を示す断面図。

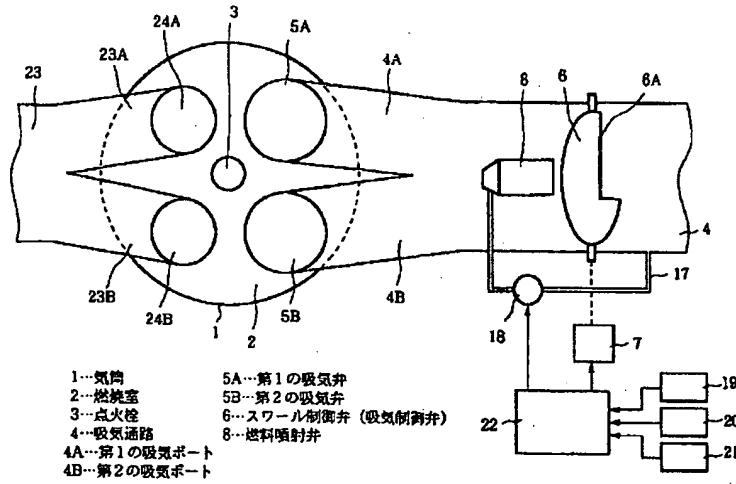
【符号の説明】

- 1…気筒
- 2…燃焼室
- 3…点火栓
- 4…吸気通路
- 4A…第1の吸気ポート
- 4B…第2の吸気ポート
- 5A…第1の吸気弁
- 5B…第2の吸気弁
- 6…スワール制御弁（吸気制御弁）
- 8…燃料噴射弁
- 10…噴射ノズル
- 10A…第1の噴射孔

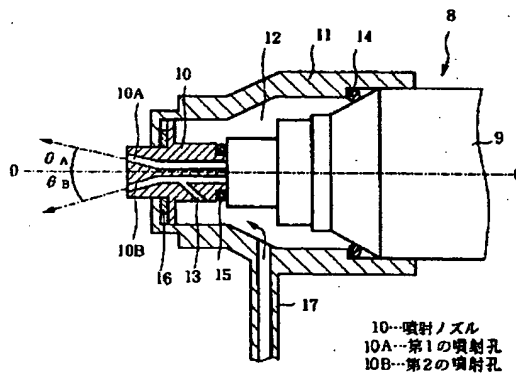
10B…第2の噴射孔  
41A…第1のノズル

41B…第2のノズル

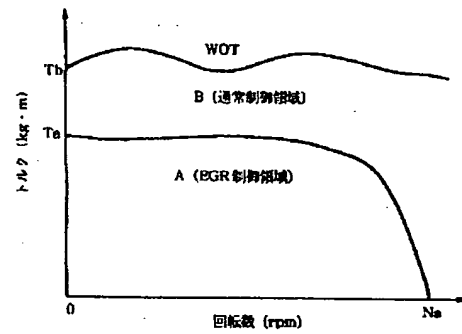
【図1】



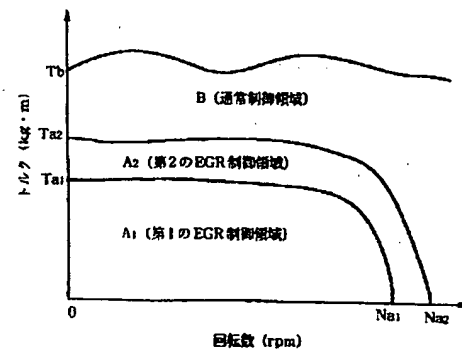
【図2】



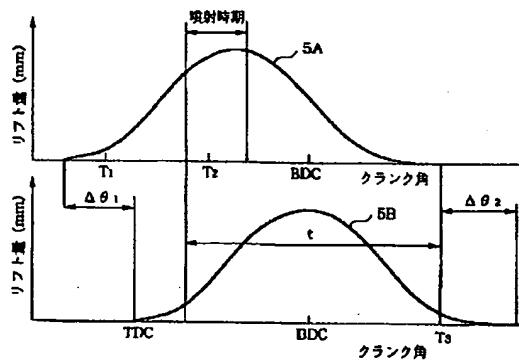
【図3】



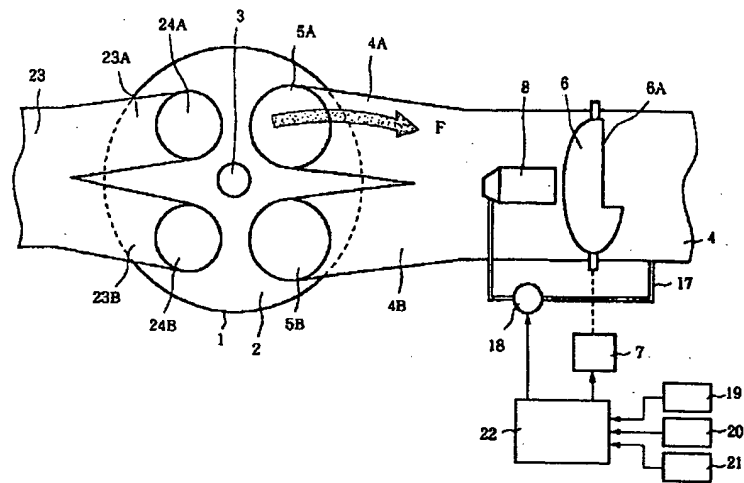
【図9】



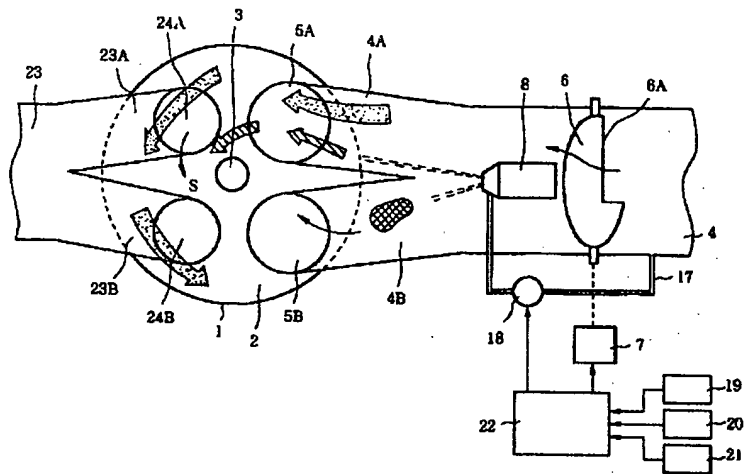
【図4】



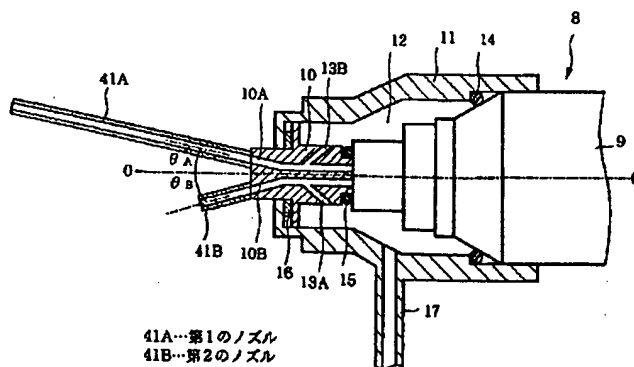
【図 5】



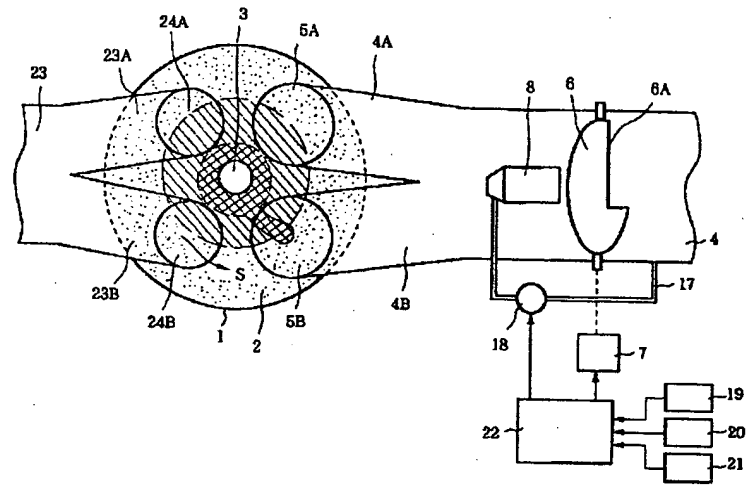
【図 6】



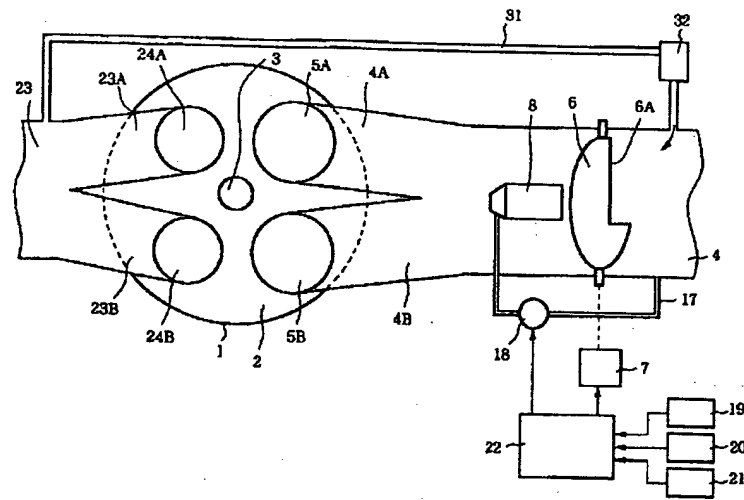
【図 11】



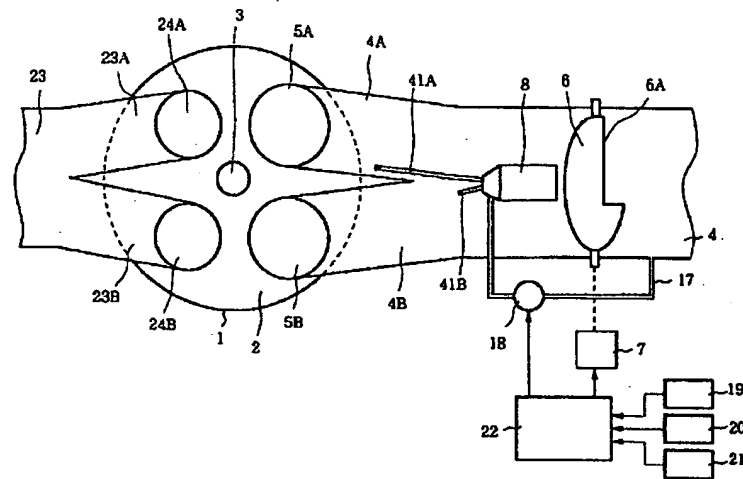
【図 7】



【図 8】



【図10】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>4</sup>

F 0 2 D 21/08

43/00

F 0 2 M 25/07

69/00

識別記号

3 0 1 A

C

3 0 1 J

N

Z

5 5 0 R

3 1 0 E

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

JAPANESE LAID-OPEN PATENT APPLICATION

H07-166926 (1995)

(19) Japan Patent Office (JP)

(11) Publication No. H07-166926 (1995)

(12) Published Unexamined Patent Application (A) (43) Publication Date June 27, 1995

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	Ident. Code	In-House Ref. No.	FI	Place of Technical Indication
F 02 D 41/04	335	C		
	320			
F 02 B 17/00		D		
29/08		F		
F 02 D 13/02		J		

No examination request

Number of Claims 4 OL (totally 12 pages)

Continued on last page

(21) Application No.

PA H05-315676

(22) Date of Filing

December 16, 1993 (Heisei 5)

(71) Applicant

000003997  
Nissan Motor Co., Ltd.  
2 Takara-cho  
Kanagawa-ku, Yokohama-shi  
Kanagawa-ken

(72) Inventor

Yuuichi Iriya  
C/O Nissan Motor Co., Ltd.  
2 Takara-cho  
Kanagawa-ku, Yokohama-shi  
Kanagawa-ken

(72) Inventor

Akihiro Iiyama  
C/O Nissan Motor Co., Ltd.  
2 Takara-cho  
Kanagawa-ku, Yokohama-shi  
Kanagawa-ken

(72) Inventor

Kazuyoshi Aramaki  
C/O Nissan Motor Co., Ltd.  
2 Takara-cho  
Kanagawa-ku, Yokohama-shi  
Kanagawa-ken

(74) Agent

Fujiya Shiga, Attorney (and 2 other)

(54) Title of the Invention

AIR INTAKE DEVICE OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57) Abstract

Purpose: To improve combustion stability at the time of EGR control by supplying an air-fuel mixture that is richer than a theoretical air-fuel ratio to the vicinity of an ignition plug.

Constitution: A control unit 22 controls the amount of air flowing into the second air intake port 4B by closing a swirl control valve 6 when an engine reaches a predetermined operating condition. Further, a fuel injection valve 8 supplies assist air from the an assist air passage 17 to only the second injection hole 10B directed to the second air intake port 4B. A first air intake valve 5A is set so that its opening timing and closing timing become earlier than those of a second air intake valve 5B, and the fuel injection timing of the fuel injection valve 8 is set so that the fuel injected from the second injection hole 10B reaches the inside of the second air intake valve 4B just before the second air intake valve 5B is closed. Subsequently, three layers are formed in order from the center to the outside of a cylinder 1, an air-fuel mixture layer having a high air-fuel ratio, an air-fuel mixture layer that is near to a theoretical air-fuel ratio, and an EGR gas layer.

[Drawing]

- 1     Cylinder
- 2     Combustion chamber
- 3     Ignition plug
- 4     Air intake passage
- 4A   First air intake port
- 4B   Second air intake port
- 5A   First air intake valve
- 5B   Second air intake valve
- 6     Swirl control valve (air intake control valve)
- 8     Fuel injection valve



## Scope of Patent Claims

### Claim 1

An air intake device of an internal combustion engine equipping an ignition plug near the center of the cylinder, comprising: an air intake passage provided in each cylinder of an internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port; a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port; a fuel injection valve to inject fuel toward each air intake port that is provided at middle of the air intake passage; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into the second air intake port by closing the valve with the predetermined operating condition, and the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a delivery timing delay means to delay the fuel delivery timing to the second air intake port that is later than the fuel delivery timing to the first air intake port while the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

### Claim 2

An air intake device of an internal combustion engine equipping an ignition plug near the center of the cylinder, comprising: an air intake passage provided in each cylinder of an internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port; a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port in synchronization with the engine revolution; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into the second air intake port by closing the valve with the predetermined operating condition, and the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a fuel

injection valve in the middle of the air intake passage to inject the fuel respectively to the first air intake port and the second air intake port from a first injection hole oriented to the first air intake port, and a second injection hole oriented to the second air intake port, and also to supply assist air from the air supply to only the second injection hole in the predetermined operating condition; and the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

#### Claim 3

An air intake device of an internal combustion engine equipping an ignition plug near the center of the cylinder, comprising: an air intake passage provided in each cylinder of an internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port; a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port in synchronization with the engine revolution; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into the second air intake port by closing the valve at the predetermined operating condition, and also the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a fuel injection valve in the middle of the air intake passage to inject the fuel toward the first air intake port and the second air intake port respectively from a first injection hole oriented to the port through a nozzle that is extended to the first air intake port and a second injection hole oriented to the second air intake port, and to supply assist air from the air supply to the first injection hole and the second injection hole in the predetermined operating condition; and the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

#### Claim 4

The air intake device of an internal combustion engine according to any of claims 1 through 3,

wherein the fuel injection valve is constructed to inject the supplying fuel to the first air intake port leading near to the cylinder center of the first air intake port.

#### Detailed Description of the Invention

0001

#### Field of the Invention

The present invention relates to an air intake device of an internal combustion engine that performs a stratified charge under a predetermined operating condition, and relates in particular to modifying an air intake device for improving the combustion stability while providing stratification between the air-fuel mixture and the EGR gas.

0002

#### Prior Art

A device providing stratification with air-fuel mixture and EGR gas by adjusting the opening and closing timing of each air intake valve while introducing EGR gas into an air intake passage in a predetermined operating condition in order to provide improvement to fuel consumption by lowering the combustion temperature and reducing NOx, is known, for instance, by Japanese Laid Open Utility Model S62-154233.

0003

In other words, the above device disclosed in the gazette comprises a first air intake valve and a second air intake valve that are respectively independent, and while a fuel injection valve is provided at a first air intake port that is communicated to the first air intake valve, an EGR passage

is connected to the downstream side of a swirl control valve in a second air intake port that is communicated to the second air intake valve, the opening timing of the second air intake valve is made to be earlier than the opening timing of the first air intake valve.

0004

Further, after supplying the EGR gas into a cylinder through the second air intake port, stratification of the axial direction is achieved by guiding an air-fuel mixture to the above EGR gas by supplying new air, in other words, an air-fuel mixture through both air intake ports.

0005

#### Problems Overcome by the Invention

However, the conventional device merely makes the opening timing of the air intake valve where EGR passage is connected to be earlier than the opening timing of the air intake valve of the fuel injection valve side; so even through stratification of the EGR gas and air-fuel mixture is realized at an early stage of the air intake stroke, there is a possibility that stratification may breakdown by the interblending of both before ignition.

0006

In other words, when an air intake stroke is completed and enters the compression stroke, stratification of the axial direction cannot be maintained, and EGR gas and air-fuel mixture are mixed before ignition, so there is the possibility to lose stable combustion because the dimension of the axial direction in the cylinder becomes smaller when raising a piston.

0007

## Problem Resolution Means

Therefore, the present invention tries to achieve the stratification of EGR gas and air-fuel mixture by adjusting the fuel injection timing of the fuel injection valve and the timing for the fuel to reach to each air intake port. In other words, an air intake device of an internal combustion engine that relates to the present invention equipping an ignition plug at the near center of the cylinder comprises: an air intake passage provided in each cylinder of an internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port; a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port in synchronized with the engine speed; a fuel injection valve to inject fuel toward each air intake port that is provided in the middle of the air intake passage; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into the second air intake port by closing the valve with the predetermined operating condition, and the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a delivery timing delay means to delay the fuel delivery timing to the second air intake port that is later than the fuel delivery timing to the first air intake port while the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

0008

An air intake device of an internal combustion engine of the structure in claim 2 equipping an ignition plug at the near center of the cylinder comprises: an air intake passage provided in each cylinder of an internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port, a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port in synchronization with the engine revolution; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into

the second air intake port by closing the valve with the predetermined operating condition, and the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a fuel injection valve in the middle of the air intake passage to inject the fuel respectively to the first air intake port and the second air intake port from a first injection hole oriented to the first air intake port, and a second injection hole oriented to the second air intake port, and also to supply assist air from the air supply to the only the second injection hole in the predetermined operating condition; and the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

0009

An air intake device of an internal combustion engine of the structure in claim 3 equipping an ignition plug at the near center of the cylinder comprises: an air intake passage provided in every cylinder of internal combustion engine in which the front edge side is forked to be a first air intake port and a second air intake port; a first air intake valve and a second air intake valve to open and close the first air intake port and second air intake port in synchronization with the engine revolution; and the air intake device of an internal combustion engine further comprises an air intake control valve in the middle of the air intake passage to control the amount of air flowing into the second air intake port by closing the valve at the predetermined operating condition, and also the opening timing of the first air intake valve is set so as to be earlier than the opening timing of the second air intake valve; and a fuel injection valve in the middle of the air intake passage to inject the fuel toward the first air intake port and the second air intake port respectively from a first injection hole oriented to the port through a nozzle that is extended to the first air intake port, and a second injection hole oriented to the second air intake port, and to supply assist air from the air supply to the first injection hole and the second injection hole in the predetermined operating condition; and the fuel injection timing of the fuel injection valve is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed.

0010

The structure in claim 4 according to any of claims 1 through 3, wherein the fuel injection valve is constructed to inject the supplying fuel to the first air intake port leading near to the cylinder center of the first air intake port.

0011

#### Operation

When an engine enters the predetermined operating condition that makes EGR control possible, the fuel injection timing is set to just before the second air intake valve is closed while the air intake control valve is closed.

0012

In the early stage of the air intake stroke, the combustion gas (EGR gas) in a cylinder is blown back into the first air intake port from around the first air intake valve by opening the first air intake valve earlier than the second air intake valve.

0013

As the air intake stroke progresses, combustion gas that has reverse flowed into the first air intake port flows into the cylinder with the intake air. Here, the majority of intake air flows into the cylinder from the first air intake port with the combustion gas, and a swirl is formed because the amount of air for the second air intake port is restricted by closing the air intake control valve in the predetermined operating condition.

0014

Conversely, when the fuel injection timing is set so that the fuel delivery timing to the second air intake port is just before the second air intake valve is closed because the fuel delivery timing to the second air intake port is later than the fuel delivery timing to the first air intake port by the delivery timing delay means, the fuel of the first air intake port side flows into the cylinder halfway through the air intake stroke, and the fuel of the second air intake port side flows into the cylinder in the last phase of the air intake stroke.

0015

Therefore, the fuel that flows into the cylinder from the first air intake port halfway through the air intake stroke is guided mainly to the near vicinity of the cylinder with a swirl formed by the combustion gas and intake air.

0016

In the meantime, the fuel from the second air intake port flows into the cylinder at a comparatively slow rate and is guided near to the center of the cylinder by pulling to the center of the swirl because the piston moving speed is decreased in the last phase of the air intake stroke, and the amount of air of the second air intake port side is restricted by the air intake control valve.

0017

The air fuel mixture that flows into the cylinder from the second air intake port has the comparatively rich air-fuel ratio because the amount of air to the second air intake port is restricted by the air intake control valve.

0018



In this way, while a layer of combustion gas and air-fuel mixture is formed around the vicinity within a cylinder, a layer of air-fuel mixture that has a rich air-fuel ratio is formed in the center part thereof which corresponds to the ignition plug, and stratification in the radial direction of the cylinder is realized.

0019

According to the construction of claim 2, the fuel injection valve supplies assist air only to the second injection hole in the predetermined operating condition, so the fuel injected from the second injection hole is only atomized by the assist air.

0020

When the particle diameter of injected fuel particles is large, deceleration is decreased as overcoming air resistance is easier. On the contrary, when the particle diameter of injected fuel particles is small, deceleration is increased due to receiving strong air resistance, and its own speed is lost in the course of time and carried to the cylinder with the intake airflow.

0021

Accordingly, the fuel delivery timing of the atomized fuel to reach the second air intake port can be delayed to be later than the fuel delivery timing to the first air intake port by atomizing the fuel going toward the second air intake port by assist air while restricting the amount of air of the second air intake port side by the air intake control valve. In this way, stratification of the combustion gas and air-fuel mixture can be realized as well as the operation of claim 1.

0022

According to the construction of claim 3, the fuel injected from the second injection hole is

influenced by the air resistance, and the speed is decreased in the same way as the operation of claim 2 because the fuel injection valve atomizes respectively the fuel that is injected from the first injection hole and the second injection hole by the assist air in the predetermined operating condition where the air intake control valve is opened.

0023

Here, even though the fuel injected from the first injection hole is atomized by the assist air, the deceleration within the nozzle is small because the first injection hole is directed to the first air intake port through a nozzle that is stretched toward the first air intake port. In other words, the fuel is injected from the front edge of the nozzle and the second injection hole at nearly the same time, and the fuel from the second injection hole that is injected from farther is influenced by deceleration to a larger scale, and the fuel delivery timing to the second air intake port is later than the fuel delivery timing to the first air intake port. In this way, stratification of the combustion gas and air-fuel mixture can be realized in the same manner as the operation of claim 1.

0024

Further, according to the construction of claim 4, the fuel of the first air intake port side rides with the flow to the inner peripheral side of a swirl formed by the combustion gas or the like because the fuel supplied to the first air intake port is injected by leading near to the cylinder center of the first air intake port.

0025

In this way, a total of three types of layers are formed in the cylinder: an EGR gas layer formed at the external peripheral side consisting of a high abundance ratio of the combustion gas; a first air-fuel mixture layer formed at the inner peripheral side of the EGR gas layer consisting of mainly the fuel from the first air intake port; and a second air-fuel mixture of high concentration formed at the

near center part of the cylinder consisting of mainly the fuel from the second air intake port.

#### Embodiment

0026

A preferred embodiment of the present invention is explained hereinafter with reference to the drawings FIG. 1 through FIG. 11.

0027

First, FIG. 1 is an explanatory block diagram of an air intake device of an internal combustion engine that relates to the first embodiment of the present invention, and a plurality of cylinders 1 (only 1 cylinder is illustrated) is provided in the internal engine, and an ignition plug 3 **presented** within the combustion chamber 2 is arranged at nearly the center of the cylinder head of each cylinder 1.

0028

An air intake passage 4 is provided in every cylinder 1 respectively, and an upstream side of the air intake passage 4 is connected to an air cleaner (neither of which are illustrated) by gathering at a collector, and the downstream side of the air intake passage 4 is forked to be a first air intake port 4A and a second air intake port 4B, and each of the air intake ports 4A and 4B is communicated to the same combustion chamber 2.

0029

A first air intake valve 5A and a second air intake valve 5B are provided respectively at each of the air intake ports 4A and 4B of the air intake passage 4. These air intake valves 5A and 5B are

respectively connected to a valve mechanism that is not illustrated, and each air intake port 4A and 4B is opened or closed by operating together with the engine speed by the valve mechanism. Further, both the opening and closing timings of the first air intake valve 5A are earlier than the second air intake valve 5B.

0030

A swirl control valve 6 is provided as the air intake control valve at farther to the downstream side than a throttle valve that is not illustrated, and also to the more upstream side than a fuel injection valve 8 described later, and which is connected to a swirl control valve driving mechanism 7. A section of the fuel injection valve 8 side in the swirl control valve 6 is a notch 6A by cutting out in a square shape extending over the range from the section corresponding to the first air intake port 4A to the nearly midway section of the section corresponding to the second air intake port 4B.

0031

The fuel injection valve 8 is provided at farther to the upstream side than the forked section of each air intake port 4A and 4B of the air intake passage 4, and also to the more downstream side than the swirl control valve 6. Further, the fuel injection valve 8 is attached to the cylinder head side.

0032

This fuel injection valve 8 comprises roughly an injection valve body 9 to spurt the fuel by opening and closing a nozzle hole formed at the edge by the valve plug 9 (neither of which is illustrated), an injection nozzle 10 provided at the edge of the injection valve body 9, and a cover 11 provided by covering over the external side, except the edge, of the injection nozzle 10, and an air chamber 12 of a nearly stepped cylinder shape is provided between the cover 11 and the injection nozzle 10.

0033

Further, a first injection hole 10A and a second injection hole 10B leading independently to each air intake port 4A and 4B is formed respectively in the injection nozzle 10, and its upstream end of each of these injection holes 10A and 10B is communicated to the nozzle hole of the injection valve body 9, and when the valve body is opened, a nearly equal amount of fuel flows respectively into both of them simultaneously.

0034

Furthermore, an air passage 13 that is communicated between the second injection hole 10B and the air chamber 12 is formed diagonally along the fuel movement direction at the injection nozzle 10, and the injection fuel from the second injection hole 10B is only atomized by the assist air supplied from the air passage 13. In addition, the numeral 14 shown in FIG. 2 indicates a seal member to seal between the cover 11 and the injection valve body 9, the numeral 15 indicates a seal member to seal between the injection nozzle 10 and the injection valve body 9, and 16 indicates a seal member to seal between the injection nozzle 10 and the cover 11.

0035

Each injection hole 10A and 10B of the injection nozzle 10 here is oriented to each air intake port 4A and 4B by inclining just  $\theta_A$  and  $\theta_B$  of the predetermined orientation angle respectively in relation to the axial line O – O of the fuel injection valve 8. In other words, the orientation angle  $\theta_B$  of the second injection hole 10B is set by aiming the near center part of the second air intake port 4B, and the orientation angle  $\theta_A$  of the first injection hole 10A is smaller than the orientation angle  $\theta_B$ , and in this way, is oriented to be nearer center of the cylinder 1 than the center of the first air intake port 4A.

0036

The air chamber 12 of the fuel injection valve 8 and the air intake passage 4 that is farther upstream than the air intake control valve 6 are communicated by an assist air passage 17, and an open and close valve 18 is provided in the middle of the assist air passage 17. Further, an assist air supplying mechanism that is the delivery timing delay means is constructed by the assist air passage 17, the open and close valve 18, the air chamber 12, and the air passage 13. The upper stream end of the assist air passage 17 is opened at the rear side of the swirl control valve 6 except the notch 6A that is at the rear side of the shielding section of the swirl control valve 6, and the air is taken in from there.

0037

When the open and close valve 18 is opened by the control signal from a control unit 22 described later, a portion of the intake air that is farther upstream than the air intake control valve 6 flows into the air chamber 12 through the assist air passage 17, and supplied in the middle of the second injection hole 10B through the air passage 13 from the air chamber 12.

0038

The numeral 19 indicates a crank angle sensor to detect the crank angle, 20 indicates a throttle sensor to detect the opening level of the throttle valve, and 21 indicates an airflow meter provided farther upstream than the throttle valve to measure the amount of intake air, and these crank angle sensor 19, throttle sensor 20, and airflow meter 21 are connected to the control unit 22 with an oxygen sensor, water temperature sensor, ignition switch or the like that are not illustrated.

0039

The control unit 22 to provide centralized control of an engine electrically is built as a microcomputer system. Further, the control unit 22 detects the operational state of the engine by the detection signal from the crank angle sensor 10, throttle sensor 20, and airflow meter 21, and when determining that it is entered under the predetermined operating condition where the EGR control of

the low load area or the like is applicable that is described later with reference to FIG. 3, the swirl control valve 6 is closed, and the fuel injection timing of the fuel injection valve 8 is controlled as described later.

0040

In addition, numeral 23 is an exhaust passage, and the upstream side of the exhaust passage 23 is forked to become a first exhaust port 23A and a second exhaust port 23B, and a catalytic converter (not illustrated) is provided at the downstream side of the exhaust passage 26. Further, each of the exhaust ports 23A and 23B are opened and closed respectively by a first exhaust valve 24A and the second exhaust valve 24B. In addition, the exhaust port may be a single unit and does not necessarily require two of them.

0041

The operation by the structure in the present embodiment is explained in detail hereinafter with reference to FIG. 3 through FIG. 7.

0042

In other words, a description is given hereinafter of the control over the swirl control valve 6 and the open and close valve 18 using the control unit 22 based on FIG. 3.

0043

In other words, FIG. 3 is a control operation switch map in order to change the control state between the normal control and the EGR control, and the assist air is supplied to the second injection hole 10B of the injection nozzle 10 by opening the open and close valve 18 together with closing the swirl control valve 6 in the EGR control area A that is below the predetermined number of

revolutions  $N_a$  and the predetermined torque  $T_a$ .

0044

Further, other parts including the range from the predetermined torque  $T_a$  to the torque  $T_b$  is the normal control range B, and the swirl is stopped by opening the swirl control valve 6 while the supplying assist air is stopped by closing the open and close valve 18 in the area B. In addition, WOT in FIG. 3 indicates the area of the full open throttle valve.

0045

The following Table 1 summarizes the description above.

0046

Table 1

Range	SCV	Assist Air	Internal EGR
A	CLOSE	ON	YES
B	OPEN	OFF	NO

0047

The relationship between the opening and closing timing of each air intake valve 5A and 5B and the fuel injection timing of the fuel injection valve 8 is explained hereafter with reference to FIG. 4.

0048

The opening timing of the first air intake valve 5A is earlier by only the predetermined phase difference  $\Delta\theta_1$  than the opening timing of the second air intake valve 5B, and also the closing timing of the first air intake valve 5A is earlier by only the predetermined phase difference  $\Delta\theta_2$  than the



opening timing of the second air intake valve 5B.

0049

The fuel injection timing of the fuel injection valve 8 is set before the air intake stroke in the normal control area B; however, it is read in accordance with the engine speed from the injection timing map (not illustrated) stored in the control unit 22 in advance in the EGR control area A.

0050

The injection timing map is set as shown in FIG. 4 so that the fuel injected from the second injection hole 10B is delivered to the second air intake port 4B just right before the second air intake valve 5B is closed. In other words, the setting is made so that the fuel injected from the second injection hole 10B reaches to the second air intake port 4B after the delay time  $t$  has elapsed, and the entire injection fuel can be delivered before the second air intake valve 5B is closed completely because the speed decreases according to the reason described hereafter.

0051

A description is given hereafter of the control operation at the time of the EGR control in accordance with each time in FIG. 4.

0052

First, the first air intake valve 5A opens earlier than the second air intake valve 5B at the time  $T_1$  immediately after starting the intake stroke, and the internal EGR is also generated by spitting the fuel gas (EGR gas) within the combustion chamber 2 and exhaust passage 23 as shown in FIG. 5 because the pressure within the air intake passage 4 is low.

0053

Next, the fuel is injected from the fuel injection valve 8 at time  $T_2$ . Here, the speed where the fuel is injected from the second injection hole 10B becomes slower than when the fuel is injected from the first injection hole 10A because the assist air is supplied to the second injection hole 10B and the fuel injected from same injection hole 10B is atomized.

0054

In other words, the larger the particle diameter of the fuel particles, the harder it is to be decelerated as the influence of air resistance is smaller; and the smaller the particle diameter of the fuel particles, the easier it is to be decelerated as the influence of air resistance is greater. In addition to this, the air amount that flows into the second air intake port 4B is smaller because the swirl control valve 6 is closed in the EGR control area A.

0055

Therefore, a speed difference occurs between the fuel injected from each injection hole 10A and 10B that has a different particle diameter, and the fuel with a relative high speed injected from the first injection hole 10A flows into the combustion chamber 2 with the combustion gas (dotted background arrow) that reverse flows into the first air intake port 4A as shown with the diagonal line arrows in FIG. 6.

0056

Here, the first injection hole 10A is formed with the prescribed orientation angle  $\theta_A$  oriented to the nearer center of the cylinder 2 instead of the center of the first air intake port 4A, so the fuel injected from the first injection hole 10A flows into the combustion chamber 2 from the inner side of the combustion gas, and this forms a swirl stream S with the combustion gas.

0057

On the contrary, the fuel with the relative low speed injected from the second injection hole 10B loses the initial speed immediately after the injection, and which is carried with a low airflow toward the second air intake port 4B as shown in the meshed part in FIG. 6.

0058

Next, at the time  $T_3$  in FIG. 4, the low speed injected fuel from the second injection hole 10B is delivered into the second air intake port 4B by the airflow, and flows into the combustion chamber 2 from the periphery of the second air intake valve 5B as the air-fuel mixture.

0059

Here, when the air-fuel mixture of a low speed arrives within the second air intake port 4B, the piston moving speed is reduced because the second air intake valve 5B is already just before closing, in other words, the last phase of the intake stroke; and the amount of air going toward the second air intake port 4B is restricted by the swirl control valve 6. Accordingly, the air-fuel ratio of the air-fuel mixture of a low speed becomes richer than, for instance, a theoretical air-fuel ratio.

0060

Further, a swirl stream S is formed by the combustion gas and the air-fuel mixture from the first air intake port 4A in the combustion chamber 2, and the rich air-fuel mixture that flows into the combustion chamber 2 from the second air intake port 4B that is mostly facing to the swirl center is pulled into this swirl center and guided to nearly the center that is corresponded to the ignition plug 3 as shown in FIG. 7 because the swirl center of the swirl stream S has a relatively lower pressure than the vicinity.

0061

In this way, a three-layer stratification is realized in the combustion chamber 2 where an EGR gas layer (dotted pattern) formed at the most peripheral side by the combustion gas, a first air-fuel mixture layer (diagonal pattern) formed in the middle by the air-fuel mixture from the first air intake port 4A, and a second air-fuel mixture layer (meshed pattern) formed at nearly the center by the rich air-fuel mixture from the second air intake port 4B. In addition, the air-fuel ratio of the first air-fuel mixture layer becomes about the theoretical air-fuel ratio.

0062

Further, the fuel injection timing is set to before the intake stroke that is the normal fuel injection timing while a swirl is stopped by opening the swirl control valve 6 in the normal control area B.

0063

Here, the opening and closing timing of each air intake valve 5A and 5B is similar to the case of the EGR control area A; the first air intake valve 5A is earlier than the second air intake valve 5B in both opening timing and closing timing. However, the negative pressure in the air intake passage 4 is low and the internal EGR is hardly generated because the opening level of the throttle valve is large in the normal control area B. Further, there becomes no difference in the fuel speed injected from each injection hole 10A and 10B, and there is no risk for output to be decreased because the assist air supply is also stopped.

0064

According to the present embodiment, stratification can be achieved by one fuel injection from the fuel injection valve 8 because of the construction in which the amount of air to the second air intake

port 4B is restricted by closing the swirl control valve 6 in the prescribed EGR control area A, and the fuel injection timing is set so that the fuel of the low speed injected while being atomized from the second injection hole 10A is delivered the second air intake port 4B just right before the second air intake valve 5B is closed, and the opening timing of the first air intake valve 5A is made earlier for just the phase difference  $\Delta\theta_1$  than the opening timing of the second air intake valve 5B.

0065

Further, because the construction is made to introduce the rich air-fuel mixture in the last phase of the intake stroke that is comparatively close to the ignition timing, and guide the near center by using a swirl stream S by the combustion gas or the like, stratification can be maintained until right before the ignition while suppressing the diffusion of rich air-fuel mixture, and the combustion stability can be improved.

0066

Furthermore, because the construction is made to form the first injection hole 10A with a narrow orientation angle  $\theta_A$  so as to aim to the nearer center of the cylinder 1 instead of the center of the first air intake port 4A, the fuel (air-fuel mixture) injected from the first injection hole 10A can flow into the combustion chamber 2 from the inner side of the combustion gas. Therefore, three layers can be formed in order as moving from the vicinity of the ignition plug 3 to the outer side according to the level of the air-fuel ratio: the second air-fuel mixture layer having a high air-fuel ratio, the first air-fuel mixture layer in which the air-fuel ratio is about the theoretical air-fuel ratio, and the EGR layer in which combustible component is low, and the combustion stability can be improved.

0067

Moreover, by focusing on the point that the speed is different by the size of the particle diameter of the fuel particles, even though the construction is comparatively simple, the fuel delivery timing can

be delayed accurately, and stratification can be easily realized because of the construction where the fuel is atomized by supplying the assist air only to the second injection hole 10B.

0068

Meanwhile, a differential pressure can be created easily between the upstream end and the downstream end of the assist air passage 17 in the EGR control area A in which the swirl control valve 6 is closed because of the construction to make open the upstream end of the assist air passage 17 in the rear side of the swirl control valve 6 except the notch 6A, and the assist air that is necessary for atomization can be assured.

0069

A description of the Second Embodiment of the present invention is given hereinafter with reference to FIG. 8 and FIG. 9. In addition, the same reference numerals are given for those components that are the same as the First Embodiment described above and the descriptions thereof are omitted in the present embodiment.

0070

FIG. 8 is an explanatory block diagram showing the entire construction of the present embodiment, and an EGR passage 31 is provided between the upstream side of the swirl control valve 6 and an exhaust passage 23, and an EGR control valve is provided in the middle of the EGR passage 31.

0071

Further, FIG. 9 is a control operational switch map according to the present embodiment, and a first EGR control area A1 is part of the prescribed number of revolutions  $N_{a1}$  and below the prescribed torque  $T_{a1}$ , and a second EGR control area A2 is parts of the prescribed number of revolutions  $N_{a2}$

except the first EGR control area  $A_1$  and below the prescribed torque  $T_{a2}$ , and a normal control area B is other parts including the range from the prescribed torque  $T_{a2}$  to the torque  $T_b$  in this control operation switch map.

0072

Further, the assist air is supplied by closing a swirl control valve 6 and also opening the open and close valve 18 in each EGR control area  $A_1$  and  $A_2$ . The external EGR is also operated by introducing the EGR gas into the air intake passage 4 from the exterior by opening the EGR control valve 32, and adding to the internal EGR in the first EGR control area  $A_1$ .

0073

Meanwhile, the assist air supply is stopped by closing the open and close valve 18 while a swirl formation is stopped by opening the swirl control valve 6, and the external EGR is stopped by closing the EGR control valve 32 in the normal control area B.

0074

The following Table 2 shows the above result.

0075

Table 2

Area	SCV	Assist air	Internal EGR	External EGR
$A_1$	Close	On	Yes	Yes
$A_2$	Close	On	Yes	No
B	Open	Off	No	No

0076

The present embodiment constructed in this manner also can obtain a similar effect to the first embodiment described above.

0077

A description of the Third Embodiment of the present invention is given hereinafter based on FIG. 10 and FIG. 11.

0078

First, FIG. 10 is an explanatory block diagram of the entire air intake device that relates to the third embodiment of the present invention, and a nozzle 41A and 41B oriented to each air intake port 4A and 4B is provided at the fuel injection valve 8 by the present embodiment.

0079

In other words, the first nozzle 41A and the second nozzle 41B in response to the first injection hole 10A and the second injection nozzle 10B are provided at the front edge of the injection nozzle as shown in FIG. 11. The front edge of the first nozzle 41A is stretched long into the first air intake port 4A with the prescribed direct angle  $\theta_A$  so as to extend the first injection hole 10A toward the cylinder 1. Further, the second nozzle 41B is stretched to the upstream side from the fork section of each air intake port 4A and 4B with the prescribed direct angle  $\theta_B$  so as to slightly extend the second injection hole 10B.

0080

Moreover, a first air passage 13A communicated to the first injection hole 10A and a second air passage 13B communicated to the second injection hole 10B are formed at the injection nozzle 10



by diagonally along the fuel injecting direction, and the air within the air chamber 12 is supplied to each injection hole 10A and 10B as the assist air through each air passage 13A and 13B.

0081

In the present embodiment constructed in this manner, the fuel injected from each injection hole 10A and 10B is atomized as the result where the assist air is supplied respectively to each injection hole 10A and 10B through each air passage 13A and 13B.

0082

However, the first injection hole 10A is extended to the first air intake port 4A by the long nozzle 41A, so the actual injection point is close to the first air intake port 4A, and the distance for being influenced by the deceleration by the fuel atomization is short, and therefore, the delay in the fuel delivery timing to the first air intake port 4A hardly occurs. Conversely, the injection point is relatively far because the second injection hole 10B is just stretched to the forked section upstream of each air intake port 4A and 4B by the short second nozzle 41B, the atomized fuel injected from the second nozzle 41B carried to the second air intake port 4B with a low speed air flow immediately after losing the initial speed.

0083

Accordingly, the timing for the fuel to be delivered to the second air intake port 4B becomes later than the timing for the fuel to be delivered to the first air intake port 4A.

0084

In this way, the present embodiment having such construction can also obtain the nearly similar effect to the first embodiment described above. Because the present embodiment especially has the

construction to atomize the fuel injected from each injection hole 10A and 10B, the combustion stability can be even more improved.

0085

In addition, the explanation has been given in each aforementioned embodiment that the fuel of the nearly equal amount is injected from the fuel injection valve 8 to each air intake port 4A and 4B; however the present invention is not limited to this, and for instance, the fuel may be distributed suitably by having a different hole diameter of injection holes or the like.

0086

Further, the short nozzle 41B is provided at the second injection hole 10B has been shown by way of illustration in the third embodiment; however nearly the same effect can be obtained even if omitting the second nozzle 41B.

0087

#### Effect of the Invention

As explained above, according to the air intake device of an internal combustion engine that relates to the present invention, stratification can be realized by forming a layer consisting of air-fuel mixture from the combustion gas and the first air intake port by one fuel injection, and forming a layer having a rich air-fuel ratio consisting of air-fuel mixture from the second air intake port, and which can maintain until right before the ignition timing.

0088

In the construction in claim 2, the fuel speed injected from the second injection hole can be

decreased, and the fuel delivery timing for the atomized fuel to be delivered to the second air intake port can be delayed to be later than the fuel delivery timing to the first air intake port because the fuel injected from the second injection hole is only atomized by the assist air. In this way, stratification can be realized as well as the effect of claim 1.

0089

Further, in the construction in claim 3, the fuel delivery timing to the second air intake port becomes delayed to be later than the fuel delivery timing to the first air intake port by creating a difference in the distance from the actual injection point to each port because the fuel injected from the first injection hole and the second injection hole is atomized respectively by the assist air, and the first injection hole is directed through the nozzle extending toward the first air intake port.

0090

Furthermore, in the construction in claim 4, because the fuel for supplying to the first air intake port is injected by orientation to the nearer center of the cylinder of the first air intake port, the fuel of the first air intake port side can be on the inner peripheral side of a swirl formed by the combustion gas or the like, and a total of three kinds of layering can be formed: the EGR gas layer consisting of a high abundance ratio of the combustion gas, the first air-fuel mixture layer consisting mainly of the fuel from the first air intake port formed at the inner peripheral side of the EGR gas layer, and the second air-fuel mixture layer with high concentration consisting of mainly the fuel from the inner peripheral side of the first air-fuel mixture layer that is from the second air intake port formed at the nearly center of the cylinder.

#### Brief Description of the Drawings

FIG. 1 is an explanatory block diagram showing an air intake device of an internal combustion engine that relates to the first embodiment of the present invention.

FIG. 2 is a cross-sectional view showing the essential portion of the fuel injection valve.

FIG. 3 is a control operational switch map in order to perform the operational switch between EGR control and normal control.

FIG. 4 is an opening and closing property curve showing the opening and closing timing of the air intake valve.

FIG. 5 is an explanatory drawing showing the state when internal EGR is generated by opening the first air intake valve.

FIG. 6 is an explanatory drawing showing the state when the fuel is injected.

FIG. 7 is an explanatory drawing showing the state in which stratification is realized by guiding air-fuel mixture having a high air-fuel ratio to the near center of cylinder.

FIG. 8 is an explanatory block diagram showing an air intake device of an internal combustion engine that relates to the second embodiment of the present invention.

FIG. 9 is an explanatory drawing of the control operation switch map by the second embodiment.

FIG. 10 is an explanatory block diagram showing an air intake device of an internal combustion engine that relates to the third embodiment of the present invention.

FIG. 11 is a cross-sectional view showing the substantial part of the fuel injection valve that relates to the third embodiment.

#### Explanation of Referenced numerals

1	Cylinder
2	Combustion chamber
3	Ignition plug
4	Air intake passage
4A	First air intake port
4B	Second air intake port
5A	First air intake valve
5B	Second air intake valve
6	Swirl control valve (air intake control valve)
8	Fuel injection valve
10	Injection nozzle
10A	First injection hole
10B	Second injection hole

41A First nozzle  
41B Second nozzle

FIG. 3

Torque (kg·m)  
B (Normal control range)  
A (EGR control range)  
Revolution speed (rpm)

FIG. 4

Lifting amount (mm) [vertical axis]  
Injection timing  
Crank angle

FIG. 9

Torque (kg·m)  
B (Normal control range)  
A2 (The second EGR control range)  
A1 (The first EGR control range)  
Revolution speed (rpm)

Continuation of the front page

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	Ident. Code	In-House Ref. No.	FI	Place of Technical Indication
F 02 D 21/08	301	A		
		C		
43/00	301	J		
		N		
		Z		
F 02 M 25/07	550	R		
69/00	310	E		